

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Modernizace regulační klapky
velkého průměru

Modernization of a Big Diameter
Regulating Flap

Student:

Jiří Pazděrný

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Sniehotta, Ph.D

Ostrava 2017

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Zadání bakalářské práce

Student: **Jiří Pazděrný**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: **Modernizace regulační klapky velkého průměru**
Modernization of a Big Diameter Regulating Flap
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Bakalářská práce se zabývá návrhem mechanismu a konstrukčního řešení univerzálního provedení dvoupákové klapky DN1600/PN10 pro použití jako uzavírací armatury medií v okruhu ohřivačů větru vysoké pece. Bude proveden výpočet a návrh pohonu hydraulickým válcem, základní pevnostní výpočty a analýza vlivu tlaku a teploty proudícího media na konstrukci klapky.

Cíle práce:

- přehled v oblasti regulačních a uzavíracích armatur
- analýza stávajícího řešení a zhodnocení jeho silných a slabých stránek
- návrh vlastního optimalizovaného řešení pro maximální pracovní teplotu $t_{\max} = 300^{\circ}\text{C}$.
- pevnostní výpočet hlavních částí klapky
- návrh pohonu klapky
- zpracování výkresové dokumentace pro výrobu klapky, dle zadání vedoucího práce.

Seznam doporučené odborné literatury:

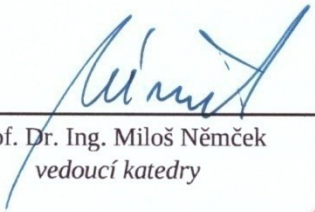
BOLEK, Alfréd; Josef KOCHMAN. *Části strojů*. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1990, 707 s. ISBN 80-03-00426-8.
DEJL, Zdeněk. *Konstrukce strojů a zařízení I: spojovací části strojů*. Ostrava: Montanex, 2000, 225 s. ISBN 80-7225-018-3.
KRÍŽ, Rudolf; Pavel VÁVRA. *Strojírenská příručka: 24 oddílů v osmi svazcích*. Vyd. 1. Praha: Scientia, 1994, 254 s. ISBN 80-85827-58-1.
MORAVEC, Vladimír; Jiří HAVLÍK. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2005, 64 s. ISBN 80-248-0878-1.
BROŽ, Ludvík, Jiří BILÍK a Ján KRET. *Vysokopecní výroba železa*. Ostrava: Vysoká škola báňská, 1985.
KRÓL, Leszek. *Konstrukcja i urządzenia wielkiego pieca*. Katowice: Śląsk, c1989. ISBN 83-216-0809-4.
Firemní katalogy

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Patrik Sniehotta, Ph.D.**

Datum zadání: 09.12.2016

Datum odevzdání: 15.05.2017



prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty



Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou (bakalářskou) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou (bakalářskou) práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové (bakalářské) práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové (bakalářské) práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou (bakalářskou) práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на вѣдомі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :

.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Adresa trvalého pobytu diplomanta:

Anotace

PAZDĚRNÝ, J. *Modernizace regulační klapky velkého průměru*. Ostrava 2017. 47s. Bakalářská práce na VŠB-TUO, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismu strojů. Vedoucím práce Ing. Sniehotta, Ph.D

Bakalářská práce je zaměřena na modernizaci dvoupákové klapky použita jako uzavírací armatura v okruhu ohřívače větru vysoké pece. Úvodní část se zabývá rozdělení armatur používané v hutním průmyslu. Následuje popis dvoupákové klapky, uvedení jejich silných a slabých stránek a ukázka pohybu disku. Druhá část obsahuje výpočet geometrie pohybu disku, výpočet krouticího momentu potřebného k otevření klapky, volbou vhodného hydraulického válce. Pokračuje pevnostními výpočty těla ventilu, disku a hřídele. Konec bakalářské práce popisuje kontrolu spojení hřídele s nábojem pomocí per. Poslední část se zabývá určením výrobní tolerance ložiskového kroužku.

Klíčová slova

Dvoupáková klapky, hutní armatura, hydraulický válec, vysoká pec, kluzné ložisko,

Annotation

PAZDĚRNÝ, J. *Modernization of a Big Diameter Regulating Flap*. Ostrava: 2017. 47 p. Bachelor's thesis on VŠB- TUO, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine parts and Mechanisms. Thesis supervisor Ing. Sniehotta, Ph.D

This bachelor's thesis is focused on the designing of modernization two lever valve. It uses as a closing armature in pipeline the wind heater of the blast furnace. Introductory part deals kind of armatures are used in metallurgical Industry. Next part describes a double flap valve. There are their strengths and their weak points and illustration movement of the disc. The second part contain calculating geometry of movement of the disk, calculating torque, which is needed to open a flap by selecting the hydraulic cylinder as propulsion. It continue with a strength calculating of valve body, disk and shaft. The end of my bachelor's thesis describes control shaft connection with using keys. The last part talking about determination of manufacturing tolerance of bearing ring.

Key words

Two lever valve, Metallurgical armature, hydraulic cylinder, blast furnace, slide bearing

Poděkování

Rád bych poděkoval Ing. Patrikovi Sniehoffovi Ph.D. za cenné rady, věcné připomínky a vstřícnost při konzultacích a vypracování bakalářské práce. Nadále bych také poděloval konstruktérům z firmy Paul Wurth, Panu Ing. Vladimírovi Kuchařovi a panu Ing. Svatoplukovi Boumovi, kteří mi byli ochotni poskytnout důležité informace, jež jsem v této práci využíval. Také za jejich maximální ochotu a trpělivost.

Seznam uvedených jednotek

A_x [mm]	-x-ová souřadnice bodu A
A_y [mm]	-y-nová souřadnice bodu A
B_x [mm]	-x-ová souřadnice bodu B
B_y [mm]	-y-nová souřadnice bodu B
DN [mm]	-jmenovitý průměr armatury
D_3 [mm]	-průměr hřídele v místě ucpávky
D_d [mm]	-jmenovitý průměr díry pro ložisko
D_p [mm]	-průměr hydraulického válce
D_t [mm]	-průměr disku v ose těsnění
D_{te} [mm]	-vnitřní průměr tělesa při teplotě T
F_{1h} [N]	-síly vyvolána tlakem p_1
F_{2h} [N]	-síly vyvolána tlakem p_2
F_{3h} [N]	-síly vyvolána tlakem p_3
F_{4h} [N]	-síly vyvolána tlakem p_4
F_0 [N]	-síla působící na disk
F_{hc} [N]	-síla vyvinuta hydraulickým válcem
F_h [N]	-Maximální možná síla vyvinuta hydraulickým válcem
F_{t1} [N]	-smyková síla v místě ovládací páky hřídele
F_{t2} [N]	-smyková síla v místě táhla hřídele
G [MPa]	-modul pružnosti ve smyku pro ocel
H-[mm]	-y-nová souřadnice uložení hřídele
J_k [mm ³]	-kvadratická moment průřezu v krutu
K[-]	-svařovací faktor
K_s^{II} [-]	-bezpečnost v průřezu II
L_{s0} [mm]	-délka ucpávky na hřídeli
M_1 [Nm]	-krouticí moment potřebný pro překonání tlakového odporu
M_2 [Nm]	- krouticí moment od tření v ucpávce
M_3 [Nm]	- krouticí moment od tření v ložiskách
M_k [Nm]	-potřebný krouticí moment k otevření armatury
M_{kmax} [Nm]	-maximální možný krouticí moment hřídele
$M_{o max}^{II}$ [Nm]	-maximální ohybový moment na hřídeli
R-[mm]	-délka ramene ovládací páky

Re_{100} [MPa]	-mez kluzu materiálu 1.5415 při teplotě 100°C
Re_{300} [MPa]	-mez kluzu materiálu 1.5415 při pracovní teplotě 300°C
S_d [mm]	-plocha disku vtěsnění[mm]
T [°C]	-pracovní teplota
T_m [°C]	-montážní teplota
W_k^I [mm ³]	-průřezový modul v krutu v místě I
W_o^{II} [mm ³]	-průřezový modul v krutu v místě II
Y [MPa]	-předpětí těsnění dané normou
a [mm]	-vzdálenost bodů za které je disk zavěšen
a_1 [mm]	-zkrácena délka táhla
a_2 [mm]	-vzdálenost působení síly od ložisek
b_1 [mm]	-šířka pera pod ovládací pákou
b_2 [mm]	-šířka pera pod táhlem hydraulického válce
d_0 [mm]	-vnější průměr pouzdra při 20°C pro požadované uložení při teplotě T
d_1 [mm]	-průměr hřídele pod ovládací pákou
d_2 [mm]	-průměr hřídele pod táhlem připojeného k hydraulickému válci
d_b [mm]	-největší kluzný průměr ložiska
d_{HCPmin} [mm]	-minimální průměr hydraulického válce
d_K [mm]	-náhradní konstantní střední průměr hřídele
d_t [mm]	-vnitřní průměr pouzdra při teplotě T
ec [mm]	-předběžný návrh tloušťky těla
ei [mm]	-dolní úchylka ložiska
es [mm]	-horní úchylka ložiska
f [-]	-součinitel tření v ložiskách
f_u [-]	-koeficient tření v ucpávce
h [mm]	-předběžná tloušťka disku
k [-]	-bezpečnost při výpočtu tloušťky těla disku
l_1 [mm]	-délka pera v průřezu II
l_2 [mm]	-délka pera v průřezu I
l_K [mm]	-kroucená délka hřídele
n_1 [ks]	-počet per v průřezu I
n_2 [ks]	-počet per v průřezu II
n_u [-]	-číslo z tělesa ucpávky
p_1 [MPa]	-tlak v drážce pro pero v hřídeli pod ovládací pákou

p_2 [MPa]	-tlak v drážce pro pero v náboji pod ovládací pákou
p_3 [MPa]	-tlak v drážce pro pero v hřídeli pod táhlem
p_4 [MPa]	-tlak v drážce pro pero v hřídeli pod táhlem
p_{dif} [MPa]	-diferenční tlak v potrubí
p_{dp1} [MPa]	-dovolený tlak materiálu 1.5415 při teplotě 300°C
p_{dp2} [MPa]	-dovolený tlak materiálu 1.5415 při teplotě 100°C
p_{hc} [MPa]	-tlak hydraulického válce při teoretických ztrátách v potrubí
p_{hc}^* [MPa]	-maximální možný tlak hydraulického válce
p_{max} [MPa]	-maximální možný tlak v potrubí
p_{umax} [MPa]	-maximální tlak v ucpávce
r [mm]	-délka táhla připevněna k pohonu
t [mm]	-výška drážky pro pero v hřídeli v průřezu II
t' [mm]	-výška drážky pro pero v hřídeli v průřezu I
t_1 [mm]	-výška drážky pro pero v náboji v průřezu II
t_1' [mm]	-výška drážky pro pero v náboji v průřezu I
t_t [mm]	-zvětšená tloušťka těla klapky
α_1 [°]	-úhel sklonu ovládací páky
α_2 [°]	-rozsah otáčení hřídele
α_3 [°]	-sklon hydraulického válce
α^I [-]	-tvarový součinitel pro průřez I
α^{II} [-]	-tvarový součinitel pro průřez II
α_{ocel} [1/K]	-součinitel teplotní roztažnosti pro ocel
α_l [1/K]	-součinitel teplotní roztažnosti pro materiál ložisek
Δ_p [mm]	-velikost tolerančního pole pouzdra
Δ_2 [mm]	-střední hodnota tolerančního pole pouzdra
Δ_1 [mm]	-střední hodnota tolerančního pole díry
Δ_T [mm]	-přírůstek teploty
Δ_0 [mm]	-střední tolerance vnějšího průměru pouzdra při 20°C pro požadované uložení při požadované teplotě T
η [-]	-účinnost mechanismu pohonu
μ [-]	-Poissonova konstanta
π [-]	-Ludolfovo číslo
σ_{d300} [MPa]	-dovolené napětí pro materiál 1.5414 při 300°C
σ_m [MPa]	-meridiální napětí

σ_t [MPa]	-tečné napětí
σ_o^{II} [MPa]	-ohybové napětí v průřezu II
σ_{red}^{II} [MPa]	-redukované napětí v průřezu II
σ_d [MPa]	-dovolené napětí
τ_K^I [MPa]	-smykové napětí v průřezu I
τ_1 [MPa]	-smykové napětí pera v průřezu II
τ_2 [MPa]	-smykové napětí pera v průřezu I
$\tau_{K\ max}^I$ [MPa]	-maximální místní napětí v průřezu I
τ_D^I [MPa]	-maximální dovolené smykové napětí v průřezu I
τ_K^{II} [MPa]	-smykové napětí v průřezu II
φ_k [°]	-uhel zkroucení hřídele

Obsah

1. Úvod	10
2. uzavírací Armatury	11
3. Rozdělení armatur	12
3.1 Kulové kohouty	12
3.2 Šoupátka	13
3.3 Ventily	13
3.4 Klapky	14
3.4.1 Regulační	14
3.4.2 Uzavírací	14
4. Rozdělení klapek podle pohonu	15
5. Dvoupáková klapka	17
5.1 Požadované technické parametry klapky	19
6. Návrh geometrie dvoupákové klapky	21
7. Výpočet krouticího momentu potřebného pro otevření armatury	23
8. Určení typu hydraulického pístu	26
9. Návrh tloušťky disku	27
10. Návrh těla klapky	28
11. Pevnostní kontrola hřídele	29
11.1 Místo I	29
11.2 Místo II	31
12. Kontrola per	35
12.1 Pera pod ovládací pákou	35
12.2 Kontrola pera pod pákou připojenou k hydraulickému válci	36
13. Volba ložisek	38
14. Závěr	41
15. Literatura	42
16. Seznam příloh	44

1. ÚVOD

Úkolem této bakalářské práce je navrhnout a zmodernizovat stávající prvky armatury, konkrétně dvoupákové klapky. Používající se v hutním průmyslu přesněji v okruhu ohřívače větru vysoké pece. Toto téma mi zadala firma Paul Wurth. Ta má svojí pobočku v Ostravě kde jsem předešlé léto získával zkušenosti v podobě brigády. Při vypracovávání práce jsem postupoval dle jejich požadavků a rad. Beru na vědomí, že ne každý se dokonale orientuje v dané problematice. Proto úvodní část je zaměřena především na rozdělení hutních armatur a popis silných a slabých stránek dvoupákové klapky.

Zařazení mnou navrhované klapky je následující. Jedná se o dvoupákovou klapku umístěnou v horizontální poloze, poháněnou hydraulickým válcem. V mé bakalářské práci se snažím nalézt vhodné a konstrukčně správné řešení. Kladu důraz na dlouhou životnost a spolehlivost. Beru v potaz, že klapka bude pracovat ve velmi náročných podmínkách. Pro dodržení těchto cílů jsem se snažil co nejvíce čerpat ze zkušenosti firmy Paul Wurth. Nejprve se zabývám návrhem geometrie pohybu disku. Pokračuji správným určením potřebného krouticího momentu pro otevření klapky, výpočtem nutné ovládací síly a přiřazení vhodného hydraulického válce. Ten byl použit jako pohon dle požadavků zákazníka. Následuje předběžný návrh tloušťky disku a těla klapky. Zabývám se také kontrolou zmodernizované hřídele na dvou kritických místech. Při všech pevnostních výpočtech zahrnuji vliv vysoké teploty a náročné provozní podmínky. Ty jsou charakteristické právě pro hutní průmysl. Nadále zkontroluji dvě spojení hřídele a náboje pomocí per. Na konci bakalářské práce určím výrobní tolerance kluzného ložiska.

Veškeré moje výpočty jsou nadále poslány pro kontrolu k výpočtářům. Ti pomocí metody konečných prvků budou simulovat provozní zatížení jednotlivých dílů. Pro jejich správné vymodelování či následnou výrobu jsem vytvořil výkresovou dokumentaci požadovaných dílů.

2. UZAVÍRACÍ ARMATURY

Uzavírací armatury jsou mechanické zařízení patřící mezi armatury. Jsou vyráběny pro celou řadu účelů. Běžně se vyskytují v mnoha odvětvích průmyslu. Pojem armatura zahrnuje. Kohouty, klapky, ventily a šoupátka. Armatury slouží k otevření, uzavření nebo regulaci průtoku média. Používají se také jako dávkovače. Médium je pracovní látka o kapalném či plynném skupenství, která je přepravována potrubím při různé teplotě a tlaku. Při návrhu armatur je nutno počítat i s různými vlastnostmi média jako například chemická agresivita, jedovatost, radioaktivita, viskozita nebo teplota tuhnutí. Pro jejich dlouhodobou neporuchovou funkčnost musí být správně navrženy, vyrobeny a namontovány. Pochybení v některém z uvedených bodů jsou náklady na jejich opravu či výměnu za jiný kus vysoké. Zejména u hutních zařízení. Při návrhu nesmím zapomenout na prvky pro jejich snazší manipulaci. Díky svým velkým rozměrům je jejich instalace či přeprava náročná.



Obr. 2.1-Armatury

3. ROZDĚLENÍ ARMATUR

Jak jsem již zmínil, armatury se dělí na šoupátka, klapky, kohouty a ventily. V hutním průmyslu se nejčastěji používají klapky a šoupátka. Především proto, že se dají jednoduše zkonstruovat pro velké průměry potrubí. V hutních provozech se běžně vyskytují potrubí s průměrem větší než jeden metr. Každý druh armatury má svoje silné a slabé stránky. Při volbě hlavně rozhoduje cena a schopnost dosažení požadované funkce.

3.1 Kulové kohouty

Je to jedna z nejstarších armatur. Používal se již ve starověku u sudů s vínem. Kohout obsahuje otočný prvek, který je provrtaný. Osa rotace prvku je kolmá k ose potrubí. Rozsah otáčení prvku je 90° . Je konstrukčně jednoduchý, spolehlivý a dá se rychle uzavřít průtok. Jeho velkou výhodou je že se dá velice snadno otevřít při velkém tlaku. Tento druh armatury se nejčastěji používá v rozvodech vody, jelikož umožňuje rychlé zastavení průtoku. Nepoužívá se u nadrozměrných potrubí s kapalinou, neboť může vzniknout tlakový ráz. Proto se nevyrábí v tak velkých rozměrech jako klapky a šoupátka.



Obr. 3.1-Kulový kohout

3.2 Šoupátka

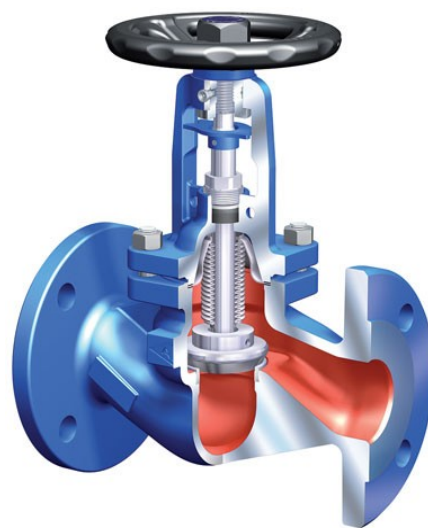
Vyrábí se pro velké průměry potrubí. Pracovní prvek šoupátka je deska nebo klín, posouvající se kolmo k ose potrubí. Při otevřeném stavu se deska nachází mimo potrubí. Používají se především jako uzavírací armatury. Je však možné je použít i k regulaci. Lze však konstatovat že k regulačním účelům nejsou příliš vhodná. Nevýhodou tohoto typu armatur je nutnost dostatečného prostoru v okolí jeho instalace. Při otevřeném stavu dochází k víření média vlivem mezery. I přes to mají šoupátka velmi malé ztráty tlaku. Naopak výhodou je jejich vysoká těsnost, a že při průtoku média skrz plně otevřenou armaturu není žádná překážka, která by médium zpomalovala.



Obr. 3.2-Šoupátko

3.3 Ventily

Ventily se nejčastěji používají v rozvodech vody. Pracovním prvkem je kužel, který dosedá na kruhové sedlo. Dá se u něho velice přesně nastavit průtok média. Tělo bývá nejčastěji odlitek, což je vhodné pro sériovou výrobu. Dosahují vysoké těsnosti. Tření v těsnících plochách je zde minimální. Proud protékajícího média však mění během průtoku značně svůj směr, čímž vznikají poměrně velké ztráty tlaku. Nevýhodou také je, že manipulační doby nutné pro otevření nebo uzavření ventilu mnohem delší než u kohoutu.



Obr. 3.3-Ventil

3.4 Klapky

Klapka má jako pracovní prvek kruhovou desku, která se otáčí kolem osy kolmé k ose potrubí. Klapka se umísťuje, tak aby diferenční tlak přispíval k jeho utěsnění. Pracovní prvek (talíř, disk) zde neopouští prostor armatury a tudíž nezabere tolik místa jako šoupátko. Nevýhodou je, že k jejímu ovládání, se musí vyvinout poměrně velká síla a nedosahuje se zde takové těsnosti jako u šoupátka. Mezi výhody ovšem patří jeho nízká cena při velkých rozměrech. Rozdělujeme je podle funkce na regulační a uzavírací. Pro chod vysoké pece se v porubí vyskytují především uzavírací klapky.

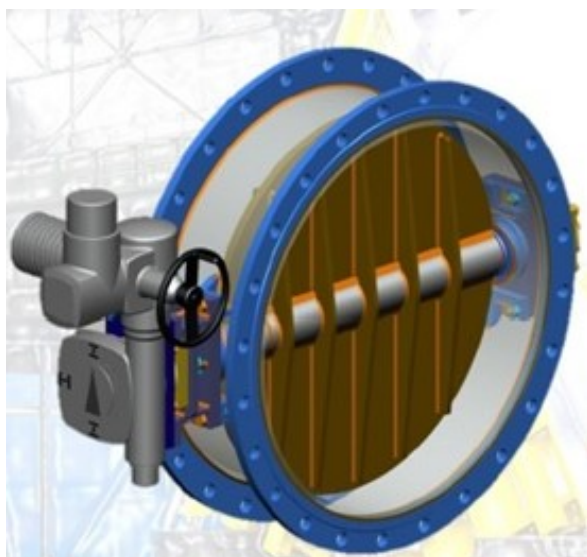
- Regulační (motýlová klapka)
- Uzavírací (dvoupáková, třípáková, zpětná, dvojexcentrická klapka)

3.4.1 Regulační

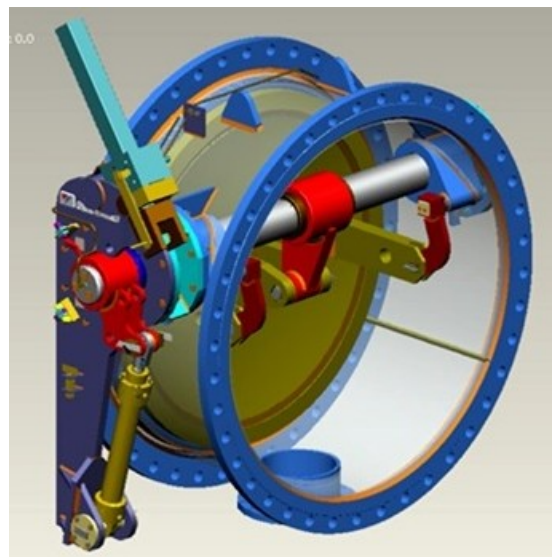
Používá se regulaci průtoku média na velkých průměrech potrubí. Vyrábí se sedlové, nebo bezsedlové. Nedosahuje tak přesné regulaci média jako u ventilů.

3.4.2 Uzavírací

Používají se k uzavření průtoku média. Těsnění se zde používá kovové nebo měkké. Volba těsnění závisí na teplotě média. Rozhoduje také, zda se v mediu nacházejí nečistoty.



Obr. 3.4-Motýlová klapka(regulační)



Obr. 3.5-Dvoupáková klapka(uzavírací)

4. ROZDĚLENÍ KLAPEK PODLE POHONU

Klapky můžeme rozdělit dle jejího ovládání. Základní rozdělení je:

- Ruční
- Pohonové
- Bez ovládání (samočinné)

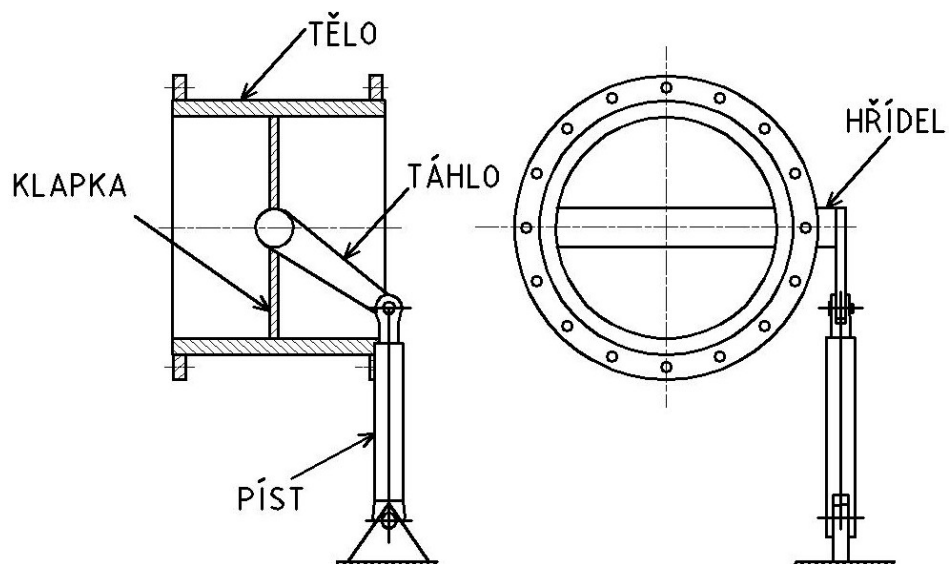
Ruční ovládání se používá především tam, kde se může ke klapce obsluha snadno a rychle dostat nebo není kladen důraz na její rychlou obsluhu (okamžitou ovladatelnost, pohotovost). Také se používá jako sekundární ovládání klapky v nouzových situacích. Ruční pohon je nejčastěji řešen pomocí páky nebo ovládacího kola, což se používá u menších průměrů. Při ovládání větších průměrů klapky je nutné překonat daleko větší síly. Proto se k ovládacímu kolu přidává také převodovka.



Obr.4.1-Klapka s ručním ovládáním

Pohonové ovládání se dále rozděluje dle jednotlivých druhů pohonu. Pohon může být elektrický, pneumatický nebo hydraulický. Používá se i jejich kombinace. Nazývají se servopohony. Tyto typy ovládání se vyskytují v drtivé většině hutních armatur. Nejčastěji se jedná o vysoké pece, ocelárny, plynárenské zařízení, chemičky atd. U nichž je kladen důraz ovládat tyto armatura přímo z řídicího centra.

Aby hydraulický nebo pneumatický válec umožnil otáčení klapkou, musí být na konci hřídele klapky připevněno táhlo. Díky tomu vznikne rotace. Délkou táhla je možno regulovat velikost krouticího momentu a tím i potřebný hydraulický válec.



Obr.4.2-Klapka s ručním ovládním

U elektrických pohonů je elektromotor spojen s převodovkou. Nemusí to být však pravidlo. Hydraulické a pneumatické pohony mívají často problémy s únikem ovládacího média. Což u elektrických není potřeba řešit.



Obr.4.3-Klapa s automatickým ovládním

Příkladem samočinného ovládní je zpětná klapka. Díky svojí konstrukci se o její chod nemusí nikdo starat. Avšak její rozsah možností je značně omezený

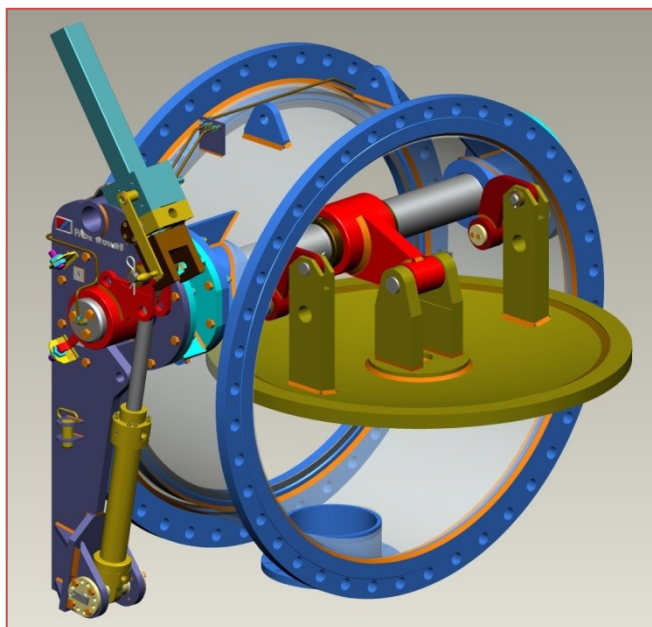
5. DVOUPÁKOVÁ KLAPKA

Uplatňují se ve velmi těžkých pracovních podmínkách, tam kde je vysoký tlak a teplota, a také velké množství nečistot obsažených v mediu. Konkrétně se dvoupákové klapky používají pro rozvody media v okruhu ohřívачů větru vysoké pece. Nevýhodou je že při maximálním otevření armatury se v průřezu nachází mnoho součástí, které kladou odpor při průtoku média.

Dvoupáková klapka se skládá z následujících částí:

- Tělo ventilu a mezikus pro uchycení rámu pohonu a tělesa ucpávky
- Uzavírací disk
- Hřídel pohonu s uložením a ucpávkami
- Páky čtyřkloubového mechanismu a páka pohonu
- Rám pro uchycení hydraulického válce
- Hydraulický válec
- Nouzový pohon
- Mazání
- Koncové spínače

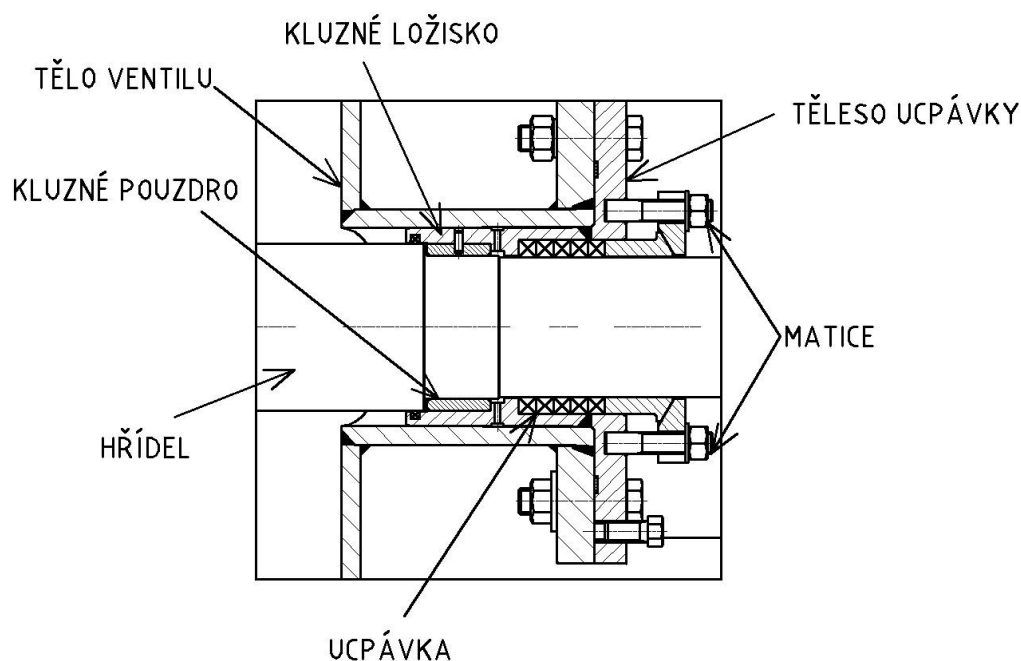
Pracovní poloha u dvoupákových ventilů je horizontální. Také musí být do potrubí nainstalován tak, aby diferenční tlak byl ve směru zavírání ventilu a přitlačoval disk do sedla.



Obr.5.1-Dvoupáková klapka(3D model)

Klapka je uzavírána pomocí hydraulického válce, který je uchycen na jedné z bočních přírub tělesa ventilu. Při otevření ventilu dojíždí hydraulický válec na doraz. Při uzavření

klapky a dosednutí disku na sedlo má hydraulický válec rezervu. Válec přes páku pohonu otáčí s hřídelí, kterým je uložen v ložiskových tělesech na kluzných ložiskách. Ty snášejí lépe vyšší teploty než válivá ložiska. Proto je možné dát kluzné ložiska blíže k zavěšení disku. Díky tomu vzniká menší ohybový moment na hřídeli než u kuličkových. Aby okolo hřídele neunikalo tlakové médium, je prostor utěsněn grafitovou ucpávkou. Ta je omotána před ložisky okolo hřídele. Pro snížení tření je ucpávka mazána. Jestliže ucpávka přestane dostatečně těsnit, dotáhnou se matice na tělese ucpávky. Ty přes speciální kroužek ucpávku stlačí.



Obr.5.2-Uložení hřídele

S hřídelí je přes páku v ose ventilu spojen uzavírací disk. Disk je dvěma bočními pákami propojen s tělem ventilu. Tím je tvořen čtyřkloubový mechanismus ventilu, kterým je dosaženo otevírání a zavírání ventilu. Disk se otáčí o 90°. Díky uspořádání mechanismu dochází k rovnoběžnému dosednutí disku na sedlo ventilu.

Jako těsnění mezi diskem a sedlem jsem použil speciální návar po celém obvodu sedla. Kvůli vysoké teplotě média nelze použít měkké těsnění. Proto jsem zvolil již zmíněný návar, tedy těsnění „kov na kov“.

Při vyšším tlaku v potrubí musí být okolo klapky zaveden tzv. bypass nebo česky obtok. Což je obchvat klapky spojující potrubí před a za klapkou. Klapka se totiž do takového tlaku nedokáže otevřít. Díky bypassu se tlaky částečně vyrovnají. Tlak, který se nyní v potrubí nachází, se nazývá diferenční. Ten nesmí být větší než 0.02 MPa. Aby přes obchvat

neproudilo médium, nachází se v obtoku také armatura. Ten má silnou konstrukci a dokáže se otevřít i do plného tlaku. Většinou se jedná o dvouexcentrickou klapku.

Na horní část těla klapky jsou připevněny úchyty. Ty slouží ke snazší manipulaci jak při přepravě nebo výrobě tak i k samotné instalaci. Váha klapky odpovídá jejich rozměrům. Svary závěsných ok musí být kvůli bezpečnosti kontrolovány ultrazvukem dle příslušných norem.

Pro správnou a spolehlivou činnost je nutné nejen vhodné konstrukční řešení, ale i správná výroba a montáž. Jelikož je klapka při výrobě svařována z velkého množství prvků, musí být celý svařenec žihán na odstranění vnitřního pnutí po svaření

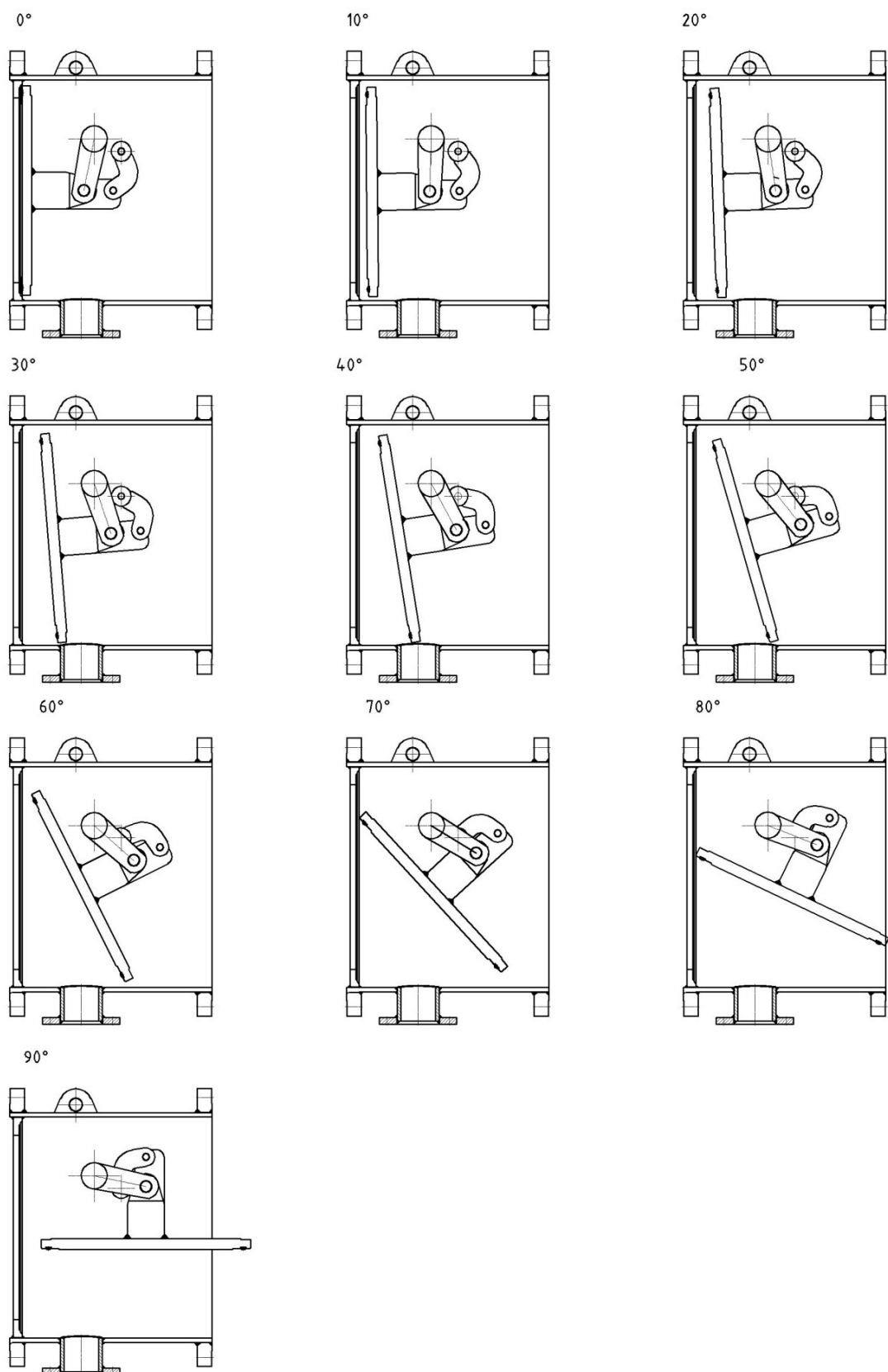


Obr.5.3-TLV

5.1 Požadované technické parametry klapky

Tab. 5.1-Základní parametry klapky

Jmenovitý průměr	DN 1600
Stavební délka	790 [mm]
Připojovací příruby	PN6 DIN 1092, tloušťka 90 [mm]
Teplota média	$t = 300\text{ }^{\circ}\text{C}$
Max. pracovní tlak	$p_{\max} = 0,2\text{ [MPa]}$
Max. diferenční tlak	$p_{\text{dif}} = 0,01\text{ [MPa]}$



Obr.5.4-Pohyb disku

Z obrázku (viz. obr. 5.4) leze vidět, že při přechodu z úhlu 10° do 0° disk dosedá rovnoběžně na sedlo.

6. NÁVRH GEOMETRIE DVOUPÁKOVÉ KLAPKY

Jako první bod jsem určil geometrii, po které se bude vnitřní mechanismus pohybovat. Při jejím návrhu jsem vycházel ze zkušeností firmy Paul Wurth. Hlavní výhodou dvoupákové klapky je rovnoměrné dosednutí disku k těsnění. Abych toho dosáhnul, musím dodržet několik konstrukčních zásad. Hřídel je přibližně umístěna ve $\frac{3}{4}$ výšky těla armatury. V uzavřené poloze svírá hlavní páka s vertikální osou hřídele úhel $11,5^\circ$. Tento úhel zajistí, aby disk při otevírání, či zavírání rovnoměrně dosedl k sedlu. Díky tomu disk svým pohybem neobrušuje těsnění. Opačný případ by vedl ke snížení těsnosti a k celkovému snížení životnosti armatury. Osy pomocných pák jsou rovnoběžné s osou hlavní páky. Polohu osy bočních pák pro čtyřkloubový mechanismus získáme buď graficky (viz obr.6.1), nebo výpočtem.

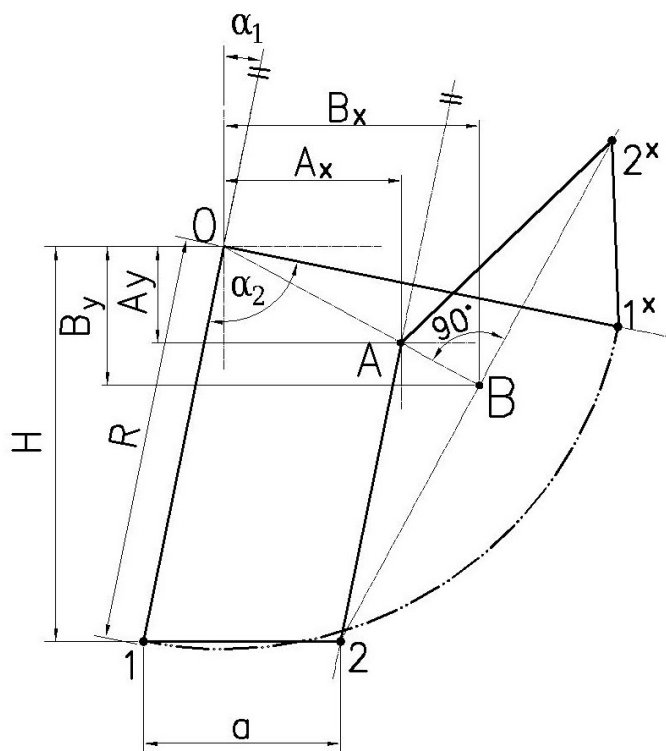
Výchozí rozměry

$$H = 360 \text{ [mm]}$$

$$a = 180 \text{ [mm]}$$

$$\alpha_1 = 11,5^\circ$$

$$\alpha_2 = 90^\circ$$



Obr.6.1-Geometrie dvoupákové klapky

Jednotlivé rozměry vypočtu dle následujících vzorců.

$$R = \frac{H}{\cos \alpha_1} \quad (6.1)$$

$$R = \frac{360}{\cos 11,5^\circ}$$

$$R = 367,38 \text{ [mm]}$$

Výrobní rozměr na výkrese: $367,4 \pm 0,15 \text{ [mm]}$

$$B_x = \frac{a + R(\sin(90 - \alpha_1) - \sin \alpha_1)}{2} \quad (6.2)$$

$$B_X = \frac{180 + 367,38 \cdot (\sin(90 - 11,5) - \sin 11,5)}{2}$$

$$B_X = 233,38 \text{ [mm]}$$

$$B_Y = \frac{a - R(\cos(90 - \alpha) - H)}{2} \quad (6.3)$$

$$B_Y = \frac{180 - 367,38 \cdot (\cos(90 - \alpha) - 360)}{2}$$

$$B_Y = -126,62 \text{ [mm]}$$

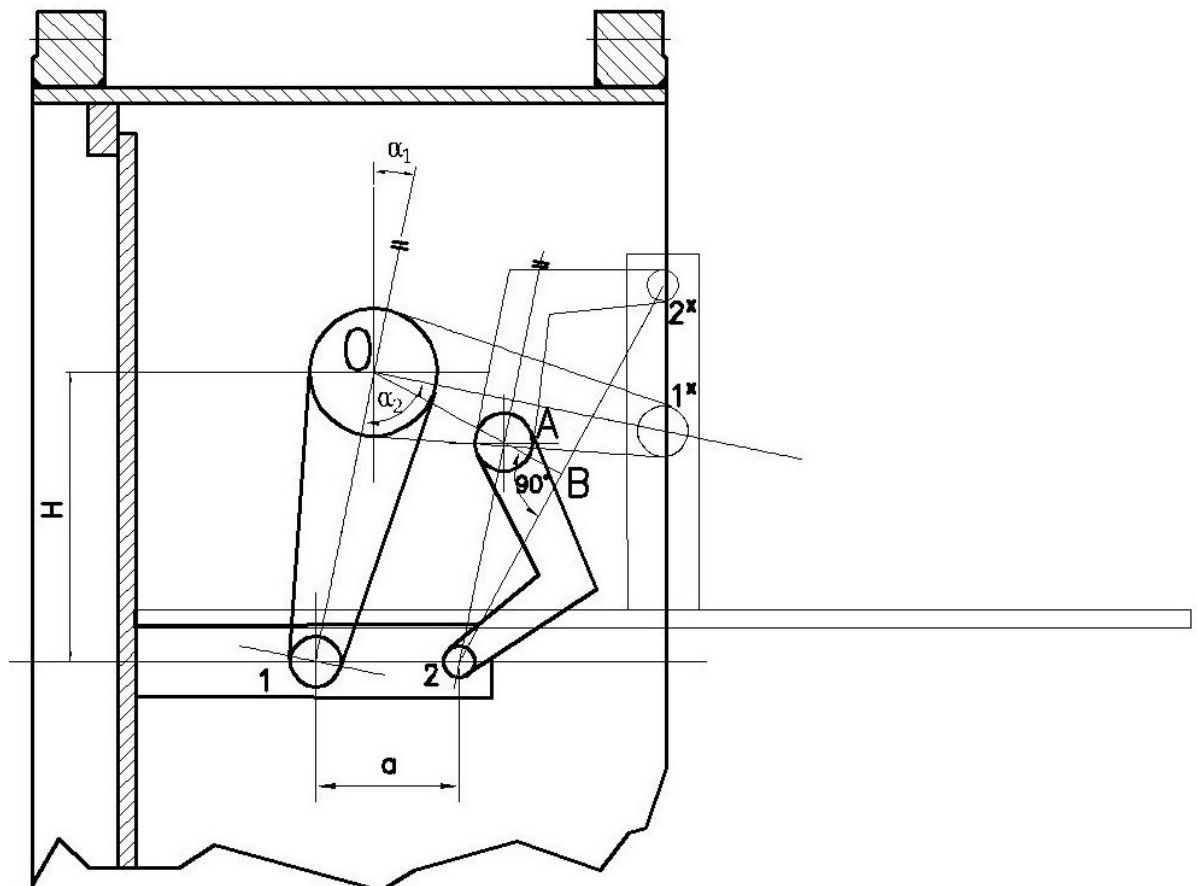
$$A_X = B_X \cdot \frac{a^2}{(-A_Y) \cdot \tan \alpha + B_X} = 233,38 \cdot \frac{180^2}{126,62 \cdot \tan 11,5 + 233,38} \quad (6.4)$$

$$A_X = 162,11 \text{ [mm]}$$

$$A_Y = \frac{B_Y}{B_X} \cdot A_X = \frac{-126,62}{233,62} \cdot 162,11 \quad (6.5)$$

$$A_Y = -87,95 \text{ [mm]}$$

Výrobní rozměr na výkrese: $162 \pm 0,2 \text{ [mm]}$



Obr.6.2-Geometrie dvoupákové klapky v řezu

7. VÝPOČET KROUTICÍHO MOMENTU POTŘEBNÉHO PRO OTEVŘENÍ ARMATURY

Potřebný krouticí moment jsem vypočetl jako součet momentu vzniklé třením hřídele v ucpávce, moment pro překonání tlaku v potrubí a moment od tření v ložiskách. Jestliže by byla klapka umístěna vertikálně, musel bych přičíst i moment potřebný k překonání vlastní tíhy disku.

Potřebný krouticí moment M_K pro otevření armatury:

$$M_K = M_1 + M_2 + M_3 \quad (7.1)$$

- kde:

M_1 je krouticí moment pro překonání tlakového odporu

M_2 je krouticího momentu vzniklý od tření v ucpávce

M_3 je krouticí moment od tření v ložiskách

Výpočet síly působící na disk z diferenčního tlaku

Abych zjistil velikost krouticího momentu, musel jsem si nejdříve vypočítat velikost působící síly na disk. Tu spočítám jako součin tlaku v potrubí působící na plochu disku.

Hodnota D_t zůstává již z předešlého návrhu.

$$F_0 = p_{dif} \cdot S_d \quad (7.2)$$

$$F_0 = p_{dif} \cdot \frac{\pi \cdot D_t^2}{4}$$

$$F_0 = 0,01 \cdot \frac{\pi \cdot 1485^2}{4}$$

$$F_0 = 17319,8 \text{ [N]}$$

- kde:

D_t je průměr disku v ose těsnění, $D_t=1525$ [mm]

p_{dif} je diferenční tlak v potrubí, $p_{dif}=0,01$ [MPa]

Krouticí moment pro překonání tlakového odporu

Disk je k hřídeli připevněný pomocí hlavní páky o délce H . Na tomto rameni vzniká krouticí moment.

$$M_1 = H \cdot F_0 \quad (7.3)$$

$$M_1 = 0,36 \cdot 17319,8$$

$$M_1 = 6235,1 \text{ [Nm]}$$

Výpočet krouticího momentu vzniklý od tření v ucpávce

Vypočtu krouticího momentu potřebný k překonání tření hřídele v ucpávkách. Hodnotu součinitel smykového tření jsem volil dle rad firmy Paul Wurth, kterou určili pomocí měření. Grafitová ucpávka je mazaná tukem. (viz. Příloha A)

$$M_2 = \frac{1}{2} n_u \cdot \pi \cdot D_3 \cdot L_{s0} \cdot p_{umax} \cdot f_u \cdot \frac{D_3}{2} \quad (7.4)$$

$$M_2 = \frac{1}{2} 1 \cdot \pi \cdot 0,13 \cdot 0,08 \cdot 0,3 \cdot 0,3 \cdot \frac{0,13}{2}$$

$$M_2 = 95,6 \text{ [Nm]}$$

Hodnotu maximálního tlaku v ucpávce vypočítáme ze vztahu (6.5)

$$p_{umax} = 1,5 \cdot p_{max} \quad (7.5)$$

$$p_{umax} = 1,5 \cdot 0,2$$

$$p_{umax} = 0,3 \text{ [MPa]}$$

- kde:

L_{s0} je délka ucpávky omotané kolem hřídele, $L_{s0}=0,08$ (viz [3], str.25)

f_u je koeficient tření v ucpávce (uhlík-ocel), $f_u=0,3$ [-]

D_3 je průměr hřídele v místě ucpávky, $D_3=0,13$ [m]

n_u je konstanta

Výpočet krouticího momentu vzniklý od tření v ložiskách

Ložiska jsou kluzná. Do výpočtu jsem dosadil hodnotu součinitele smykového tření $f=0,25$ kterou jsem získal konzultací ve firmě Paul Wurth.

$$M_3 = F_0 \cdot f \cdot \frac{d_b}{2} \quad (7.6)$$

$$M_3 = 18265,4 \cdot 0,25 \cdot \frac{0,13}{2}$$

$$M_3 = 296,8 \text{ [Nm]}$$

- kde:

f je součinitel tření v ložiscích, $f=0,25$ [-]

d_b je největší kluzný průměr ložiska, $d_b=130$ [mm]

Výpočet potřebného krouticího momentu na hřídeli

Rovnici (6.1) jsem upravil tím, že jsem součet výsledných krouticích momentů vynásobil konstantou 1,6. To proto, abych o 60% navýšil bezpečnost s ohledem na velmi náročné pracovní podmínky. Do výpočtu zahrnu účinnost mechanismu $\eta=0,95$. Tuto hodnotu je velice těžké určit.

$$M_k = 1,6 \cdot \eta \cdot (M_1 + M_2 + M_3) \quad (7.7)$$

$$M_k = 1,6 \cdot 0,95 \cdot (6235,1 + 95,6 + 296,8)$$

$$M_k = 10073,8 \text{ [Nm]}$$

Výpočet potřebné síly hydraulického pístu

Nejdříve jsem si vypočítal délku ramena a_1 . Poté následoval výpočet potřebné síly hydraulického válce F_{HC} .

$$a_1 = r \cdot \cos \alpha_3 \quad (7.8)$$

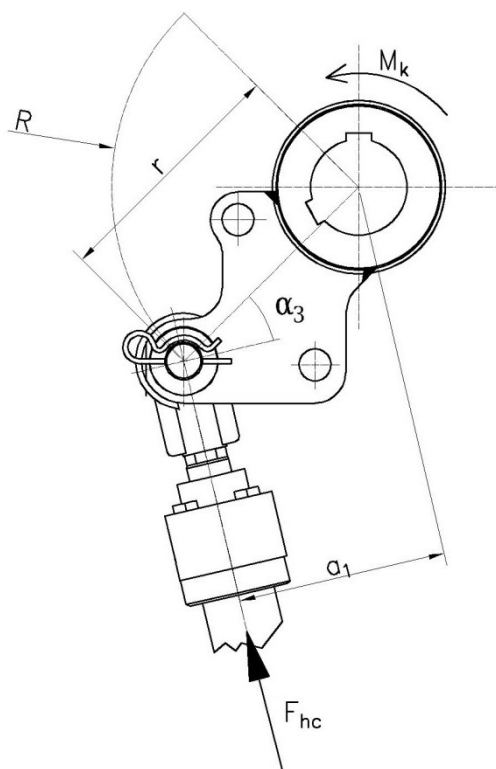
$$a_1 = 320 \cdot \cos 30^\circ$$

$$a_1 = 277,1 \text{ [mm]}$$

$$F_{HC} = \frac{M_k}{a_1} \quad (7.9)$$

$$F_{HC} = \frac{10073,8}{0,277}$$

$$F_{HC} = 36362,6 \text{ [N]}$$



Obr.7.1-Schéma připojení pohonu

8. URČENÍ TYPU HYDRAULICKÉHO PÍSTU

Z potřebné síly pro ovládání disku si vypočítám minimální průměr pístu. Vzorec je odvozený z Pascalova zákona viz. [14]. V okruhu čerpadlo vyvine tlak hydraulické kapaliny 15 - 18MPa. Při jejím rozvodu však vznikají ztráty přibližně 30%. Proto jsme při návrhu hydraulického válce, počítal s hodnotou $p_{hc} = 12$ Mpa, ovšem do pevnostního výpočtu použiji hodnotu $p_{hc}^* = 18$ MPa.

$$d_{HCPmin} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{hc}}{p_{hc} \cdot \pi}} \quad (8.1)$$

$$d_{HCPmin} = \sqrt{\frac{4 \cdot 36363}{12 \cdot \pi}}$$

$$d_{HCPmin} = 62,1 \text{ [mm]}$$

Po konzultaci ve firmě Paul Wurth jsem zvolil v katalogu firmy Bosch Rexroth ob řadu vyšší hydraulický válec. To z toho důvodu, že klapka se nachází ve velmi náročném provozu. Počítám i s možností, že se krouticí momenty mohou zvýšit vlivem zanedbané údržby. (viz. Příloha C)



Obr.8.1-Hydraulický válec Bosch Rexroth

Tab. 8.1-Základní parametry klapky

Průměr pístu	80 [mm]
Průměr pístnice	56 [mm]
Délka zdvihu	455 [mm]
Objednací číslo	REXROTH: CDH2MP5/80/56/455A3X/B11CFDMZWVWWBW

9. NÁVRH TLOUŠŤKY DISKU

Provedu předběžný výpočet tloušťky disku h . Ten se dále bude kontrolovat pomocí metody konečných prvků. Při určení meze pevnosti materiálu disku při teplotě 300°C jsem vycházel z tabulkových hodnot.

Tab. 9.1-Základní parametry materiálu klapky

Materiál		Mez kluzu při teplotě 300° (Re_{300})	Dovolené napětí při teplotě 300° (σ_{d300})
16Mo3	(č. mat. 1.5415)	170[MPa]	113,3[MPa]

Mez kluzu Re pro materiál disku (16Mo3) při teplotě 300° je 170Mpa (viz. Příloha B). Tu však ještě snížím dle vzorce (9.1). Učiním tak z důvodu vyšší bezpečnosti.

$$\sigma_{d300} = \frac{Re_{300}}{1,5} \quad (9.1)$$

$$\sigma_{d300} = \frac{170}{1,5}$$

$$\sigma_{d300} = 113,3 \text{ [MPa]}$$

Vztah pro výpočet tloušťky disku jsem odvodil z pružnosti pevnosti. (viz [6], str.337). Konkrétně z příkladu rovnoměrně zatížená kruhová deska.

$$h = \sqrt{1,25 \cdot \frac{p_{max} \cdot D_t^2}{4 \cdot \sigma_{d300}}} \quad (9.2)$$

$$h = \sqrt{1,25 \cdot \frac{0,2 \cdot 1485^2}{4 \cdot 113,3}}$$

$$h = 34,9 \text{ [mm]}$$

- kde

D_t - průměr disku v ose těsnění, $D_t = 1485 \text{ [mm]}$

σ_d -dovolené namáhání pro materiál disku (16Mo3), (viz příloha B)

Tloušťku disku volím 35mm. Vypočtená tloušťka platí pouze pro disk plochý. Při použití klenutého disku můžu tloušťku zmenšit. Vše se nadále odvíjí od výpočtu MKP. Pro můj případ ovšem použiji disk plochý.

10. NÁVRH TĚLA KLAPKY

Vypočetl jsem tloušťku těla ventilu z tlaku v potrubí. To je vyrobeno z materiálu 1.5415. Při výpočtu jsem použil stejnou hodnotu dovoleného napětí jako při výpočtu disku. Neboť oba díly pracují při teplotě 300°C. Ve výpočtu musím také zahrnout minimální předpětí těsnění Y dle americké normy. Hlavní přírubové těsnění volíme dle katalogu firmy KEMPCHEN – typ. B15A (materiál 1.4541+Graphite), kde hodnota předpětí je 30MPa. (viz. Příloha E). Svařovací faktor K značí, že svary při výrobě těla jsou 100% zkontrolovány. Svar se kontroloval nedestruktivně rentgenem, ultrazvukem a kapilární zkouškou.

Předběžný výpočet tloušťky těla

$$ec = \frac{DN \cdot p_{max}}{(2 \cdot Y - p_{max}) \cdot K} \quad (10.1)$$

$$ec = \frac{1,6 \cdot 2 \cdot 10^5}{(2 \cdot 3 \cdot 10^7 - 2 \cdot 10^5) \cdot 1}$$

$$ec = 5,4 \text{ [mm]}$$

Volím tloušťku 20 mm. $t_t = 0,02 \text{ [m]}$

Vypočtenou tloušťku stěny těla ventilu zvyšuji na 20mm Prvním důvodem je, aby do této tloušťky byl zahrnut úbytek materiálu vlivem koroze. Druhým důvodem je, že při dotahování přírub dochází ohybovému momentu. Ten vzniká vlivem velkých utahovacích sil a tvrdému těsnění. Dochází k nežádané deformaci těla ventilu.

Meridiální napětí

$$\sigma_m = \frac{p_{max} \cdot DN}{4 \cdot t_t} \quad (11.2)$$

$$\sigma_m = \frac{2 \cdot 10^5 \cdot 1,6}{4 \cdot 0,02}$$

$$\sigma_m = 4 \text{ [MPa]}$$

Rovnoběžníkové napětí (tečné)

$$\sigma_t = \frac{p_{max} \cdot DN}{2 \cdot t_t} \quad (10.2)$$

$$\sigma_t = \frac{2 \cdot 10^5 \cdot 1,6}{2 \cdot 0,02}$$

$$\sigma_t = 8 \text{ [MPa]}$$

Pevnostní podmínka

Podmínka pevnosti v bodě nádoby s hlavními napětími σ_m a σ_t za použití hypotézy podle potenciální energie. Viz [6], str.285.

$$\sigma_m^2 + \sigma_t^2 - 2 \cdot \mu \cdot \sigma_m \cdot \sigma_t \leq \sigma_d \quad (10.4)$$

$$\sigma_m^2 + \sigma_t^2 - 2 \cdot \mu \cdot \sigma_m \cdot \sigma_t \leq \frac{Re_{300}}{k}$$

$$4^2 + 8^2 - 2 \cdot 0,3 \cdot 4 \cdot 8 \leq \frac{170}{1,5}$$

$$60,8 \leq 113,3$$

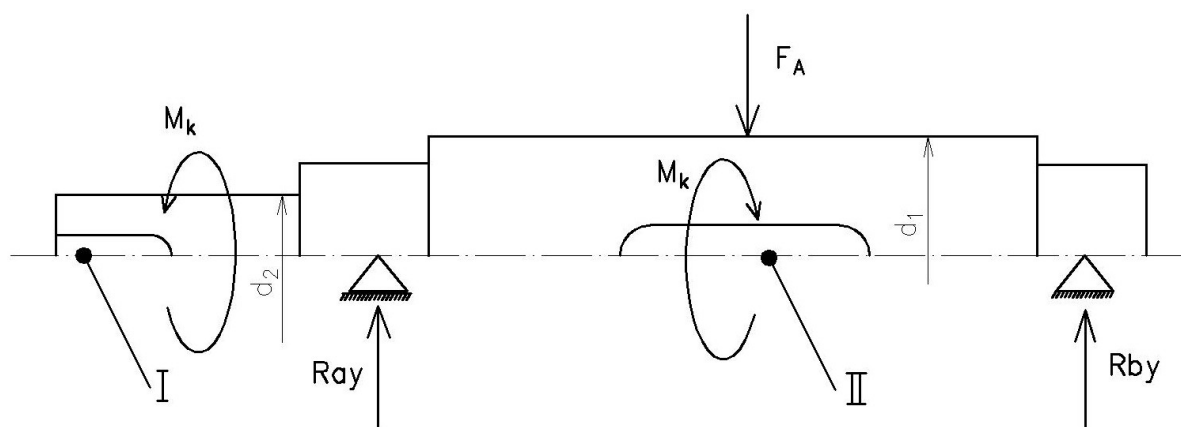
Podmínka splněna

Pozn.: Uvedené výsledky jsou udávány v [MPa]

11. PEVNOSTNÍ KONTROLA HŘÍDELE

Došlo nejen ke změně krouticího momentu a také změně rozměrů hřídele. Konkrétně se snížil průměr d_1 . A to z hodnoty 180mm na 160mm. Kvůli těmto změnám provedu následující výpočet.

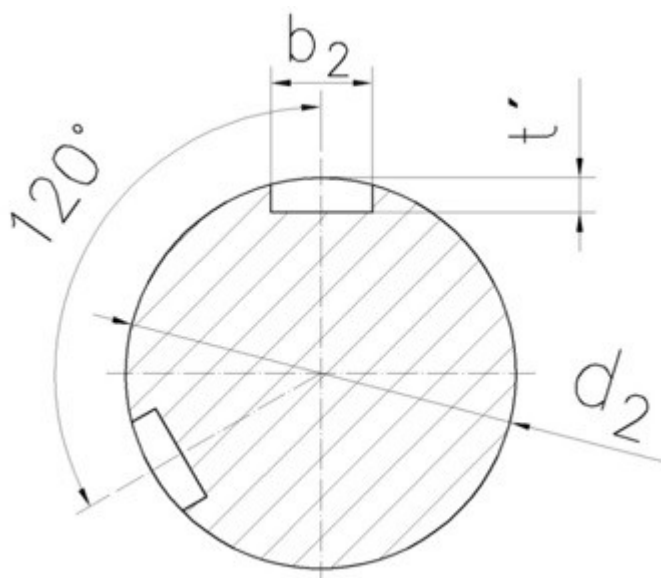
Hřídel kontroluji při nejvyšší pracovní teplotě 300°C. Materiál hřídele je ocel X39CrMo17-1+QT (1.4122). Tento materiál jsem zvolil, neboť má vysokou mez kluzu i při vysoké teplotě (viz. Příloha D). Hřídel je podepřena ve 3 kluzných ložiscích. Vzhledem k velkým radiálním vůlím a teplotám je těžké stanovit, jak jsou jednotlivá ložiska zatěžována. Proto počítám s tou nejhorší variantou. Tedy ta, že je hřídel uložena pouze na dvou krajních ložiskách. Ty jsou od sebe vzdálená 1979 mm. Ve středu této vzdálenosti působí síla F_a . Na hřídeli jsem zkontroloval dvě kritická místa. V kritickém místě I se na hřídel nasazuje táhlo pro ovládání hydraulickým válcem. Toto místo je oslabeno dvěma drážkami pro pero. Hřídel je zde namáhána pouze krutem. Kritické místo číslo II se nachází pod zatěžující silou. Tam je průřez zeslaben rovněž dvěma drážkami pro pero. Hřídel je zde namáhána krutem a ohybem.



Obr. 11.1 - Grafické znázornění hřídele

11.1 Místo I

Průřez I je namáhán krutem. Pro přenos krouticího momentu jsem zvolil dvě pera, jelikož z prvotních výpočtů jedno pero nedokázalo přenést požadovaný krouticí moment. Pera jsou pod úhlem 120°. Jejich rozměry jsou normalizované dle normy ČSN 02 2562, viz.[7] str.467.



$$\text{Smykové napětí } \tau_K^I \quad (11.1)$$

$$\tau_K^I = \frac{M_{kmax}}{W_k^I}$$

$$\tau_K^I = \frac{25062 \cdot 10^3}{346630,5}$$

$$\tau_K^I = 72,3 [\text{MPa}]$$

Obr. 11.2-Průřez hřídele v místě I

Počítám s maximálním možným tlakem v okruhu s hydraulickou kapalinou, proto použiji hodnotu $p_{hc} = 18 \text{ MPa}$. Pravděpodobnost, že by hydraulický válec pracoval při maximálním tlaku, je velice malá. Ovšem musím počítat s nejhorší možnou variantou.

Maximální možná síla vyvinuta hydraulickým válcem

$$F_h = p_{hc}^* \cdot \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} \quad (11.2)$$

$$F_h = 18000 \cdot \frac{\pi \cdot 0,08^2}{4}$$

$$F_h = 90478 [\text{N}]$$

- kde

D_p je průměr pístu hydraulického válce

Maximální možný krouticí moment

$$M_{kmax} = F_h \cdot a_1 \quad (11.3)$$

$$M_{kmax} = 90478 \cdot 0,377$$

$$M_{kmax} = 25062 [\text{Nm}]$$

Průřezový modul v krutu v kritickém místě I

$$W_k^I = \frac{\pi \cdot d_2^3}{16} - n_1 \cdot \left(\frac{b_2 \cdot t' \cdot (d_2 - t')^2}{2 \cdot d_2} \right) \quad (11.4)$$

$$W_k^I = \frac{\pi \cdot 125^3}{16} - 2 \cdot \left(\frac{32 \cdot 11,1 \cdot (125 - 11,1)^2}{2 \cdot 125} \right)$$

$$W_k^I = 346630,5 [\text{mm}^3]$$

- kde

b_2 je šířka pera v průřezu I, $b_2 = 32 [\text{mm}]$

t'_1 je výška drážky pro pero v náboji, $t'_1 = 6,9$ [mm]

t' je výška vdrážky pro pero v hřídeli, $t' = 11,1$ [mm]

l_1 je délka pera, $l_1 = 180$ [mm]

n_2 je počet per v průřezu I, $n_2 = 2$ [ks]

d_2 je průměr hřídele v průřezu I, $d_2 = 125$ [mm]

Místní maximální napětí

$$\tau_{K \max}^I = \alpha^I \cdot \tau_K^I \quad (11.5)$$

$$\tau_{K \max}^I = 2 \cdot 72,3$$

$$\tau_{K \max}^I = 144,6 \text{ [MPa]}$$

- kde

α^I je tvarový součinitel, $\alpha^I = 2$ (viz. [3] str.21)

Maximální dovolené smykové napětí v místě I

$$\tau_D^I = \frac{0,577 \cdot R_e}{K_s^{II}} \quad (11.6)$$

$$\tau_D^I = \frac{0,577 \cdot 470}{1,8}$$

$$\tau_D^I = 150,7 \text{ [MPa]}$$

- kde

R_e je mez kluzu materiálu hřídele při pracovní teplotě, $R_e = 470$ [MPa] (viz. Příloha D)

K_s^{II} je požadovaná bezpečnost, $K_s^{II} = 1,8$

Kontrola

Maximální smykové namáhání v průřezu I musí být menší než dovolené smykové namáhání.

$$\tau_D^I \geq \tau_{K \max}^I \quad (11.7)$$

$$150,7 \geq 144,6$$

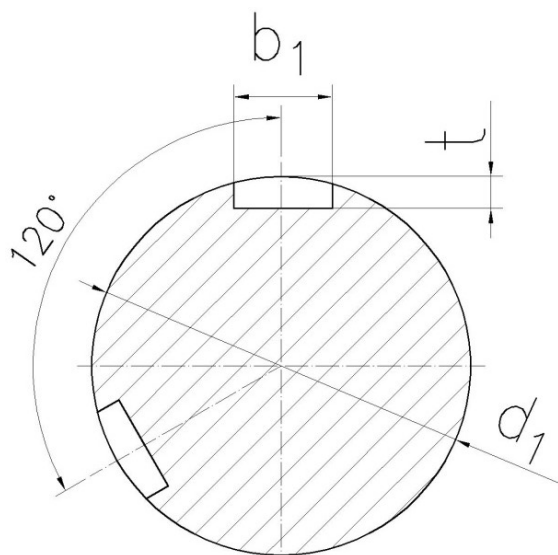
Podmínka splněna

Pozn.: Uvedené výsledky jsou udávány v [MPa]

Hřídel v místě I vyhovuje.

11.2 Místo II

V kritickém místě číslo II, se rovněž nacházejí dvě drážky pro pera. Zde je ovšem průměr hřídele jiný a proto se budu muset celý výpočet zopakovat. Opět jsem počítal s krouticím momentem při maximální tlaku v okruhu. Průřez je zeslabený dvěma drážkami pro pero. Jejich rozměry jsou normalizované dle normy ČSN 02 2562, viz. [7] str.467



Obr. 11.3-Průřez hřídele v místě I

Smykové napětí τ_K^{II} (11.8)

$$\tau_K^{\text{II}} = \frac{M_{kmax}}{W_k^{\text{II}}}$$

$$\tau_K^{\text{II}} = \frac{25062 \cdot 10^3}{731812,6}$$

$$\tau_K^{\text{II}} = 34,2 \text{ [MPa]}$$

Průřezový modul v krutu v kritickém místě II

$$W_k^{\text{II}} = \frac{\pi \cdot d_1^3}{16} - n_2 \cdot \left(\frac{b_1 \cdot t \cdot (d_1 - t)^2}{2 \cdot d_1} \right) \quad (11.9)$$

$$W_k^{\text{II}} = \frac{\pi \cdot 160^3}{16} - 2 \cdot \left(\frac{40 \cdot 13,5 \cdot (160 - 13,5)^2}{2 \cdot 160} \right)$$

$$W_k^{\text{II}} = 731812,6 [\text{mm}^3]$$

- kde

b_1 je šířka pera v průřezu II, $b_1=40$ [mm]

t_1 je výška drážky pro pero v náboji, $t_1=8,5$ [mm]

t je výška drážky pro pero v hřídeli, $t=13,5$ [mm]

l_1 je délka pera, $l_1=270$ [mm]

n_2 je počet per v průřezu II, $n_2=2$ [ks]

d_1 je průměr hřídele v průřezu II, $d_1=160$ [mm]

Maximální ohybový moment $M_{o max}^{\text{II}}$ v průřezu II

Síla působí ve středu vzdálenosti ložisek.

$$M_{o max}^{\text{II}} = \frac{1}{2} \cdot F_0 \cdot a_2 \quad (11.10)$$

$$M_{o max}^{\text{II}} = \frac{1}{2} \cdot 17319 \cdot 989,5$$

$$M_{o max}^{\text{II}} = 8569 [\text{Nm}]$$

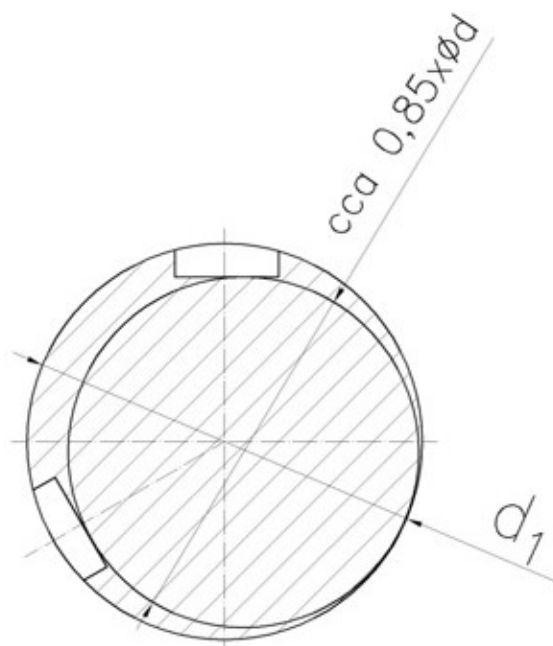
- kde

F_0 -síla působící na disk vypočítaná z tlaku v potrubí, $F_0=18265,4$ [N]

a_2 -Vzdálenost síly od ložisek, $a_2=989,5$ [mm]

Průřezový modul v ohybu

Při výpočtu průřezového modulu v ohybu se průměr hřídele vynásobí konstantou 0,85. To proto, aby bylo ve výpočtu zahrnuto zeslabení průřezu pery.



Obr.11.4-Nákres zeslabeného průřezu

$$W_o^{II} = \frac{\pi \cdot (0,85 \cdot d_1)^3}{32} \quad (11.11)$$

$$W_o^{II} = \frac{\pi \cdot (0,85 \cdot 160)^3}{32}$$

$$W_o^{II} = 246954,3 \text{ [mm}^3\text{]}$$

Ohybové namáhání

$$\sigma_o^{II} = \frac{M_o \max}{W_o^{II}} \quad (11.12)$$

$$\sigma_o^{II} = \frac{8569 \cdot 10^3}{246954,3}$$

$$\sigma_o^{II} = 34,7 \text{ [MPa]}$$

Redukované napětí (HMH)

Výsledné redukovaná napětí bylo vypočteno dle hypotézy pevnosti Huber-Mises-Hencky

$$\sigma_{red}^{II} = \sqrt{\sigma_o^{II^2} + 3 \cdot (\alpha^{II} \cdot \tau_K^{II})^2} \quad (11.12)$$

$$\sigma_{red}^{II} = \sqrt{34,7^2 + 3 \cdot (2 \cdot 34,2)^2}$$

$$\sigma_{red}^{II} = 123,4 \text{ [MPa]}$$

Výsledná bezpečnost

$$K_s^{II} = \frac{R_e}{\sigma_{red}^{II}} \quad (11.13)$$

$$K_s^{II} = \frac{470}{123,4}$$

$$K_s^{II} = 3,8[-]$$

Vypočtená bezpečnost je dostatečně veliká a hřídel v místě průřezu vyhovuje. Na hřídel působí ohybový moment, vzniklý od vertikální síly hydraulického válce. Ten je největší pod prvním ložiskem, tedy nejbližše umístěným k hydraulickému válci. Avšak díky dostatečně vysokému koeficientu bezpečnosti lze kontrolní výpočet zanedbat.

Výpočet zkroucení hřídele

$$\varphi_k = \frac{180 \cdot M_{kmax} \cdot l_k}{\pi \cdot G \cdot J_k} \quad (11.13)$$

$$\varphi_k = \frac{180 \cdot 25062 \cdot 10^3 \cdot 1306}{\pi \cdot 8,1 \cdot 10^4 \cdot 44607852,7}$$

$$\varphi_k = 0,52 [^\circ]$$

- Kde

G-modul pružnosti ve smyku pro ocel, $G=8,1 \cdot 10^4$ [MPa] (viz. [7] str.35)

l_K -kroucená délka hřídele, $l_K=1306$ [mm]

J_k -kvadratický moment průřezu hřídele v krutu

Kvadratický moment průřezu hřídele v krutu

$$J_k = \frac{\pi \cdot d_K^4}{32} \quad (11.14)$$

$$J_k = \frac{\pi \cdot 146^4}{32}$$

$$J_k = 44607852,7 [mm^4]$$

- Kde

d_K -náhradní konstantní střední průměr hřídele v kroucené délce, $J_k=146$ [mm]

12.KONTROLA PER

Pera se kontrolují na smyk a na otláčení. V obou případech nebylo schopné jedno pero přenést požadovaný krouticí moment. Proto jsem hodnoty přepočítal pro přenos krouticího momentu pomocí dvou per. Koeficient bezpečnosti jsem zvolil $k_{p1} = 1,3$.

Materiál per: 16Mo3 (1.5415)(viz. Příloha B)

- mez kluzu při 300°C..... $Re_{300}=170$ MPa (pro pero uvnitř těla klapky)

- mez kluzu při 100°C..... $Re_{100}=275$ MPa (pro pero mimi tělo klapky)

Bezpečnost

$$p_{dp1} = \frac{Re_{300}}{k_{p1}} \quad (12.1)$$

$$p_{dp1} = \frac{170}{1,3}$$

$$p_{dp1} = 130,8[\text{MPa}]$$

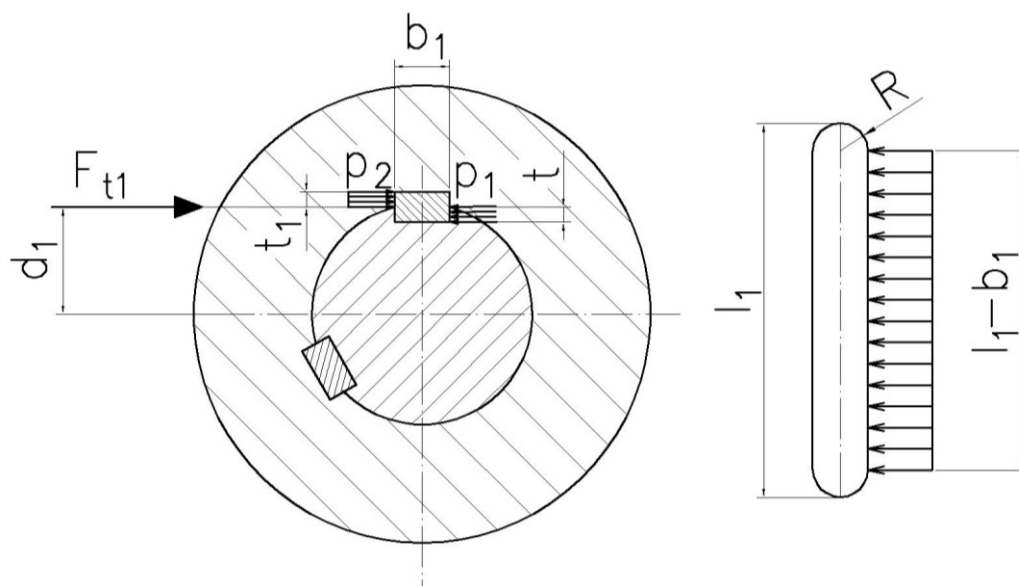
$$p_{dp2} = \frac{Re_{100}}{k_{p1}} \quad (12.2)$$

$$p_{dp2} = \frac{275}{1,3}$$

$$p_{dp2} = 211,5[\text{MPa}]$$

12.1 Pera pod ovládací pákou

Pera pod ovládací pákou jsou vystaveny teplotě 300°C. Proto je u nich nižší mez kluzu. Dle tabulky ve výpočtu použiju dovolené namáhání $Re_{300} = 170\text{MPa}$.



Obr.12.1-Síly působící na pera

Kontrola na smyk

Smyková síla F_{t1} :

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot M_{kmax}}{d_1} \quad (12.3)$$

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 25062 \cdot 10^3}{160}$$

$$F_{t1} = 313275 [\text{N}]$$

Smykové napětí τ_1

$$\tau_1 = \frac{F_{t1}}{2 \cdot S_1} = \frac{F_{t1}}{2 \cdot l_1 \cdot b_1} \quad (12.4)$$

$$\tau_1 = \frac{313275}{2 \cdot 270 \cdot 40}$$

$$\tau_1 = 14,5 [\text{MPa}]$$

Kontrola na otláčení v hřídeli

Síla F_{1h}

$$F_{1h} = \frac{M_{kmax}}{\frac{d_1}{2} - \frac{t}{2}} \quad (12.5)$$

$$F_{1h} = \frac{25062}{\frac{0,16}{2} - \frac{0,0135}{2}}$$

$$F_{1h} = 342143 \text{ [N]}$$

Kontrola při tlaku p_1

$$p_1 = \frac{F_{1h}}{2 \cdot S_2} = \frac{F_{1h}}{2 \cdot l_1 \cdot t} \quad (12.6)$$

$$p_1 = \frac{342143}{2 \cdot 270 \cdot 13,5}$$

$$p_1 = 46,9 \text{ MPa}$$

$$p_1 \leq p_{dp1}$$

$$46,9 \leq 130,8$$

Kontrola na otláčení v náboji

Síla F_{2h}

$$F_{2h} = \frac{M_{kmax}}{\frac{d_1}{2} - \frac{t_1}{2}} \quad (12.7)$$

$$F_{2h} = \frac{25062}{\frac{0,16}{2} - \frac{0,0085}{2}}$$

$$F_{2h} = 330851,5 \text{ [N]}$$

Kontrola při tlaku p_2

$$p_2 = \frac{F_{2h}}{2 \cdot S_3} \quad (12.8)$$

$$p_2 = \frac{F_{2h}}{2 \cdot (l_1 - b_1) \cdot t_1}$$

$$p_2 = \frac{330851,5}{2 \cdot (270 - 40) \cdot 8,5}$$

$$p_2 = 84,6 \text{ [MPa]}$$

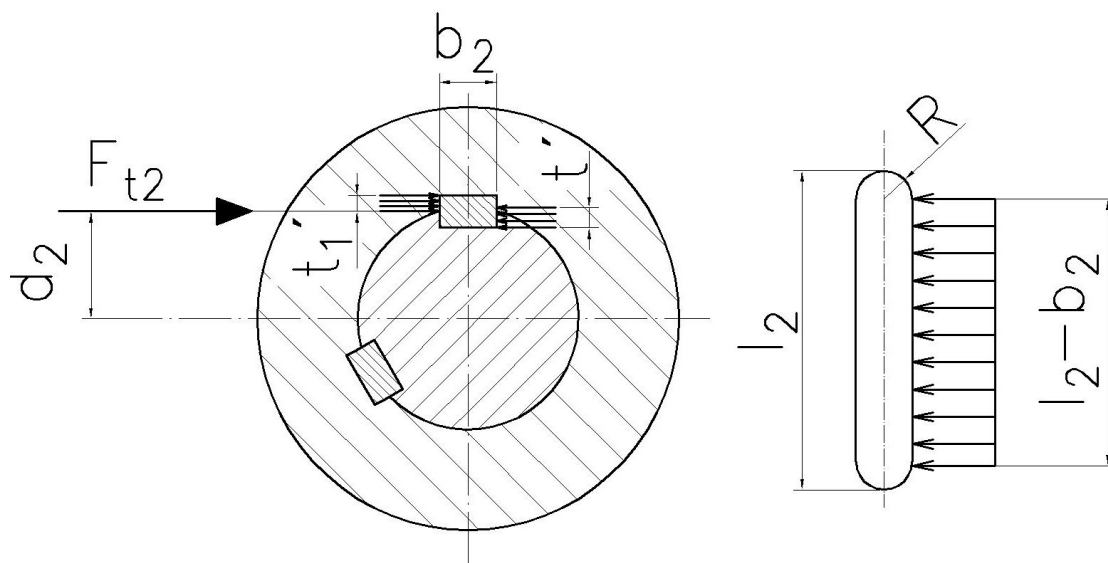
$$p_2 \leq p_{dp1}$$

$$84,6 \leq 130,8$$

Volím spojení pomocí dvou per. **PERO 40e7x22x270 ČSN 02 2562**

12.2 Kontrola pera pod pákou připojenou k hydraulickému válci

Pera pod pákou, která je připojena k hydraulickému válci se nacházejí mimo tělo ventilu, a tudíž nejsou vystaveny vysoké teplotě média. Proto budu počítat s dovoleným namáháním při teplotě 20°C. To je pro materiál per $p_d = 215 \text{ MPa}$



Obr.12.2-Síly působící na pera

Kontrola na smyk

Smyková síla F_{t1}

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot M_{kmax}}{d_2} \quad (12.9)$$

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot 25062 \cdot 10^3}{125}$$

$$F_{t2} = 400992 [N]$$

Smykové napětí τ_2 :

$$\tau_2 = \frac{F_{t2}}{2 \cdot S_4} = \frac{F_{t2}}{2 \cdot l_2 \cdot b_2} \quad (12.10)$$

$$\tau_2 = \frac{400992}{2 \cdot 180 \cdot 32}$$

$$\tau_2 = 34,8 [\text{MPa}]$$

Kontrola na otlačení v hřídeli:

Síla F_{3h}

$$F_{3h} = \frac{M_{kmax}}{\frac{d_2}{2} - \frac{t}{2}} \quad (12.11)$$

$$F_{3h} = \frac{25062}{\frac{0,125}{2} - \frac{0,0111}{2}}$$

$$F_{3h} = 440070 [N]$$

Kontrola při tlaku p_3

$$p_3 = \frac{F_{3h}}{2 \cdot S_5} = \frac{F_{3h}}{2 \cdot l_2 \cdot t} \quad (12.12)$$

$$p_3 = \frac{440070}{2 \cdot 180 \cdot 11,1}$$

$$p_3 = 79,3 [\text{MPa}]$$

$$p_3 \leq p_{dp2}$$

$$110,1 \leq 211,5$$

Kontrola na otlačení v náboji

Síla F_{4h}

$$F_{4h} = \frac{M_{kmax}}{\frac{d_2}{2} - \frac{t_1}{2}} \quad (12.13)$$

$$F_{4h} = \frac{25062}{\frac{0,125}{2} - \frac{0,0069}{2}}$$

$$F_{4h} = 424419,9 [N]$$

Kontrola při tlaku p_4

$$p_4 = \frac{F_{4h}}{2 \cdot S_6} = \frac{F_{4h}}{2 \cdot (l_2 - b_2) \cdot t_1} \quad (12.14)$$

$$p_4 = \frac{424419}{2 \cdot (180 - 32) \cdot 6,9}$$

$$p_4 = 141,1 [\text{MPa}]$$

$$p_4 \leq p_{dp2}$$

$$207,8 \leq 211,5$$

Volím spojení pomocí dvou per. **PERO 32e7x18x180 ČSN 02 2562**

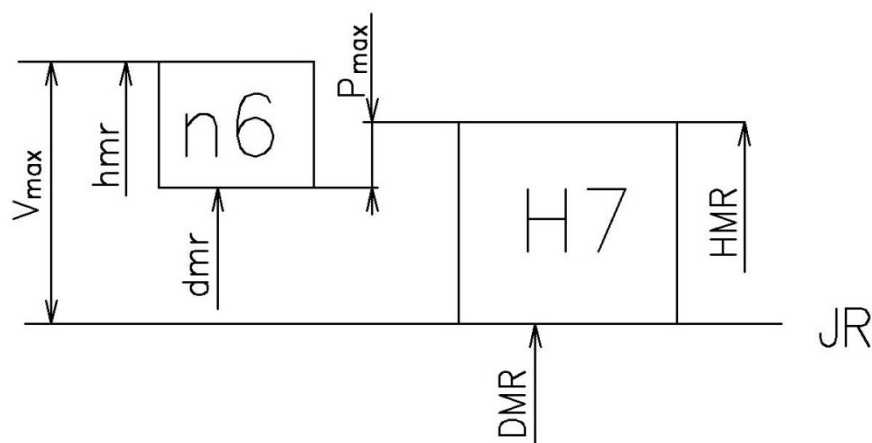
13.VOLBA LOŽISEK

Požadované uložení ložisek v těle klapky je H7/n6. Tohoto uložení však musí být dosaženo při teplotě 300°C. Jako první proto určím uložení při montážní teplotě tak, aby bylo po dosažení pracovní teploty splněno požadované uložení. Roztažnost těla ventilu, které je vyrobeno z oceli má jinou roztažnost, než kluzné ložisko vyrobeno ze slitiny hliníku a bronzu. Použitý materiál pouzder je AIMBz130-GF3 (hliníkový bronz) s grafitovými kluznými elementy. Hodnotu roztažnosti tohoto materiálu jsem získal od firmy Paul Wurth. Ložiska dodává firma PAN METAL. Ty jsou vyráběny na zakázku. Vstupní hodnoty jsou uvedeny v tabulce 14.1.

Uložení

155 H7/n6	$\begin{matrix} +40 \\ H7 \\ 0 \end{matrix} \quad T=0,04[\text{mm}]$	$\begin{matrix} +52 \\ n6 \\ +27 \end{matrix} \quad t=0,025[\text{mm}]$
-----------	----------------------------------------------------------------------	-------------------------------------------------------------------------

Jedná se o přechodné uložení.



Obr.13.1-Uložení ložiska v těle ventilu

Tab. 13.1-Vstupní hodnoty

Typ ložiska- AIMB 130 6F3- Fa PAN METAL		
jmenovitý rozměr	D_d	155 [mm]
součinitel tepelné roztažnosti pouzdra	α_l	$1,8 \cdot 10^5$ [1/K]
velikost tolerančního pole pouzdra pro D	Δ_p	0,025 [mm]
střední hodnota tolerance pouzdra	Δ_2	0,0395 [mm]
součinitel tepelné roztažnosti tělesa (viz. Příložka C)	α_{ocel}	$1,29 \cdot 10^5$ [1/K]
střední hodnota tolerance tělesa	Δ_1	0,02 [mm]
pracovní teplota	T	300 [°C]

Vnitřní průměr tělesa při teplotě T

$$D_{te} = (D + \Delta_1)(1 + \alpha_{ocel} \cdot \Delta_T) \quad (13.1)$$

$$D_{te} = (155 + 0,02)(1 + 1,29 \cdot 10^{-5} \cdot 280)$$

$$D_{te} = 155,580 [\text{mm}]$$

Přírůstek teploty

$$\Delta_T = T - T_m \quad (13.2)$$

$$\Delta_T = 300 - 20$$

$$\Delta_T = 280$$

Vnitřní průměr pouzdra při teplotě T

$$d_t = d_0(1 + \alpha_l \cdot \Delta_T) \quad (13.3)$$

$$d_t = 154,839(1 + 1,8 \cdot 10^{-5} \cdot 280)$$

$$d_t = 155,619 [\text{mm}]$$

Vnější průměr pouzdra při teplotě 20°C pro požadované uložení při teplotě T

$$d_0 = \frac{(D_d + \Delta_1)(1 + \alpha_{ocel} \cdot \Delta_T) + \Delta_2}{1 + \alpha_l \cdot \Delta_T} \quad (13.4)$$

$$d_0 = \frac{(155 + 0,02)(1 + 1,29 \cdot 10^{-5} \cdot 280) + 0,0395}{1 + 1,8 \cdot 10^{-5} \cdot 280}$$

$$d_0 = 154,839 [\text{mm}]$$

Střední tolerance vnějšího průměru pouzdra při 20°C pro požadované uložení při teplotě T

$$\Delta_0 = d_0 - D_d \quad (13.5)$$

$$\Delta_0 = 154,839 - 155$$

$$\Delta_0 = -0,161 [\text{mm}]$$

Horní úchylka

$$es = \Delta_0 + \frac{\Delta_p}{2} \quad (14.6)$$

$$es = -0,161 + \frac{0,025}{2}$$

$$es = -0,148 [\text{mm}]$$

Dolní úchylka

$$ei = \Delta_0 - \frac{\Delta_p}{2} \quad (13.7)$$

$$ei = -0,161 - \frac{0,025}{2}$$

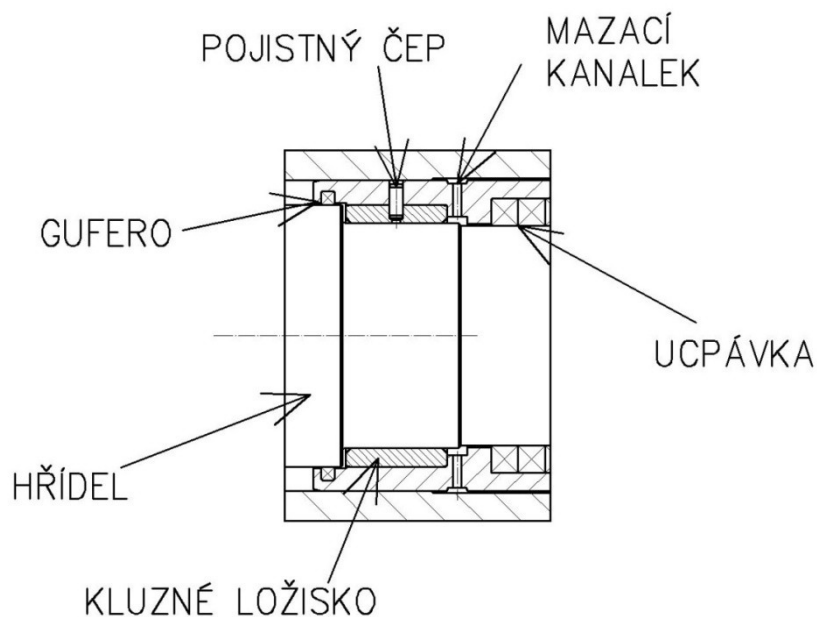
$$ei = -0,173 [\text{mm}]$$

Výsledek

Vypočtená tolerance ložiskového kroužku při montáži je:

-0,148 155 -0,173

Uložení ložiskového kroužku v těle ventilu je při montážní teplotě s vůlí. Vůle je natolik velká, že by kroužek v těle ventilu nedržel, proto jsem kroužek pojistil proti vypadnutí čepem.



Obr.13.2-Uložení ložiska v těle ventilu

Ložiska, která jsem zvolil, mají po svém obvodu grafitové pecky. Ty zajišťují hladký pohyb hřídele ve vysokých pracovních teplotách. I přes to jsou dodatečně mazány tukem přes mazací kanálek. Aby se do prostoru ložiska nedostávaly nečistoty z média, je před ložiskem umístěna prachovka.



Obr.13.3-Produkty od firmy PAN METAL

14. ZÁVĚR

Cílem mojí bakalářské práce bylo provést modernizaci dvoupákové klapky. Tyto změny výpočtetně zkontrolovat nebo vypracovat podklady pro její přesnější kontrolu metodou konečných prvků. Požadovaný pohyb disku zajišťuje navržená geometrie. Dle vypočtených hodnot jsem určil výrobní tolerance, které jsou uvedeny na výkrese. Kvůli změnám tlaku v potrubí jsem musel znovu vypočítat potřebný krouticí moment k otevření disku. Požadovaná byla i změna pohonu. Elektromotor byl nahrazen hydraulickým válcem. Rovněž jsem provedl i výpočet pro určení jeho velikosti. Musela jsem určit tloušťku stěny těla ventilu a tloušťku disku. U obou výpočtů hrála velkou roli teplota media. U všech součástí vystavené pracovní teplotě jsem počítal se sníženou mezí kluzu. Ke změně rozměrů došlo i u hřídele. U ní jsem zkontroloval dva kritické průřezy. Ty byly zeslabeny drážkami pro pero. Následně jsem se zabýval spojením hřídele s pákami pomocí per. U nich proběhla kontrola jak na otláčení, tak i na smyk. V poslední části jsem se zabýval tepelnou roztažností ložiskového kroužku. Vypočetl jsem jeho výrobní toleranci a vypracoval výrobní výkres.

15. LITERATURA

- [1] BOLEK, Alfred, Josef KOCHMAN a kol. 1990. *ČÁSTI STROJŮ: 2. svazek*. Praha: Nakladatelství technické literatury. ISBN 80-03-00429-8.
- [2] GOTTWALD, Miloslav, Jiří MOLÍNEK a Pavel JUREČKA. Vysokoteplotní ohříváče větru. *Sborník vědeckých prací Vysoké školy báňské v Ostravě*. 1974, **20**(1), 29-40.
- [3] HAVLÍK, Jiří. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava : VŠB, 2017. 106 s. [cit. 21-3-2017]. Dostupný na WWW: <https://www.fs.vsb.cz/347/cs/studium-a-vyuka/ke-stazeni/>
- [5] KALÁB, Květoslav. 2007. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části spojovací*. Ostrava: Ediční středisko VŠB-TU Ostrava. ISBN 978-80-248-1290-8.
- [6] KALÁB, Květoslav. 2008. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části pohonů strojů*. Ostrava: Ediční středisko VŠB-TU Ostrava. ISBN 978-80-248-1860-3.
- [5] KOLÁŘ, Václav, Cyril PATOČKA a Jiří BÉM. *Hydraulika*. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1983
- [6] KUBA, František. *Pružnost a pevnost: (základní část) [Kuba, 1982, záznam c]*. 3. přeprac. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská, 1982.
- [7] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 2., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2005. ISBN 80-7361-011-6.
- [8] MIKULA, Julius. *Potrubí a armatury*. 2. vyd. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1974..
- [9] NECKÁŘOVÁ, Jarmila a Ladislav DOSKOČIL. *Potrubí a armatury*. Vyd. 2., přeprac. Praha: České vysoké učení technické, 1978.
- [10] PAVLOK, Bohuslav, Sylva DRÁBKOVÁ a Jana RAUTOVÁ. *Potrubní systémy a armatury: studijní opora*. Část 1. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, 2011. ISBN 978-80-248-2518-2.
- [11] Armatura(potrubí). In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2017-05-10]. Dostupné z: [https://cs.wikipedia.org/wiki/Armatura_\(potrub%C3%AD\)](https://cs.wikipedia.org/wiki/Armatura_(potrub%C3%AD))

[12] Ventil. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2017-05-10]. Dostupné z: <https://cs.wikipedia.org/wiki/Ventil>

[13] Šoupě. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2017-05-10]. Dostupné z: <https://cs.wikipedia.org/wiki/%C5%A0oup%C4%9B>

[14] Pascalův zákon. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2017-05-11]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Pascal%C5%AFv_z%C3%A1kon

[15] Teplotní roztažnost. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2017-05-11]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Teplotn%C3%AD_rozta%C5%BEnost

16. SEZNAM PŘÍLOH

Příloha A – výtah z katalogu GARLOG Sealing technol

Příloha B – výtah z katalogu ThyssenKrupp Materials International

Příloha C – výtah z katalogu RETROX Bosch group

Příloha D – výtah z katalogu LEXIKON TECHNICKÝCH MATERIÁLŮ

Příloha E – výtah z katalogu Kammprofilerte Dichtungen

Příloha F – výkresová dokumentace:

BP2017-PAZ0020/01S

BP2017-PAZ0020/01

BP2017-PAZ0020/02

BP2017-PAZ0020/03

BP2017-PAZ0020-SP

Příloha G – CD:

Bakalářská práce v PDF

Použité katalogy

Přílohy